

одинаковых a_w , число зубьев z_1 и z_2 при $h_a^* = 1,25$ в 1,5 больше, чем при $h_a^* = 1$.

Важная особенность изложенных в статье методик синтеза и сравнения передач в том, что мы контактную прочность оцениваем по значению максимальных контактных напряжений σ_H^{\max} на длине всей линии зацепления, в то время как, практически во всех типовых расчетах, учитывают σ_H лишь в полnose зацепления.

Заметим, что представленная на рисунке 6 диаграмма, насколько нам известно, есть первая попытка *количественной оценки* зависимости повышения нагрузочной способности цилиндрических прямозубых передач от сочетания чисел зубьев шестерни и колеса при переходе от однопарного к двухпарному зацеплению. И хотя эта оценка в силу многих причин не является бесспорной, она может служить ориентиром при решении вопроса о целесообразности внедрения передач с многопарным зацеплением и при выборе оптимальных чисел зубьев в таких передачах.

Выводы:

1. Изложена достаточно простая методика проектирования эвольвентных цилиндрических прямозубых передач с многопарным зацеплением, т.е. с коэффициентом перекрытия $\epsilon > 2$. В основу методики положено использование нестандартного исходного контура с параметрами: $h_a^* = 1,25$, $c_0^* = 0,20$, $\alpha = 20^\circ$.

2. Методика ориентирована на внедрение передач многопарного зацепления вместо традиционных передач с коэффициентом перекрытия $\epsilon < 2$.

3. Статья и методика рассчитаны на малоподготовленного пользователя, и могут быть использованы, как рядовыми инженерами и техниками, так и студентами.

4. Разработано и опробовано программное и методическое обеспечение, поддерживающее описанную методику проектирования цилиндрических передач.

5. Компьютерным моделированием установлена зависимость коэффициента перекрытия ϵ от чисел зубьев z_1 и z_2 зацепляющихся колёс, нарезанных инструментом. Эта зависимость в виде диаграммы приведена на рисунке 5.

6. Впервые получена количественная оценка того, насколько повышается мощность P_1 передачи при переходе от *оптимизированного* однопарного зацепления к *не оптимизированному* двухпарному зацеплению. Эта зависимость P_1 от сочетания чисел зубьев шестерни и колеса представлена на рисунке 6, также в графическом виде. Зависимость является ориентировочной (и несколько заниженной), т.к. соответствует описанной в статье упрощенной методике синтеза, и не учитывает более изощрённые методы синтеза передач с многопарным зацеплением.

Список литературы: 1. Кравченко И.Ф. Экспериментальные и теоретические результаты исследования авиационных зубчатых передач для двигателей пятого и шестого поколений / А.Б. Единолич, В.А. Яковлев, В.Л. Дорофеев // Авиационно-космическая техника и технология. – Вып. 8(55). – Харьков: ХАИ, 2008. – С.129-134. **2.** Вулгаков Э.Б. Теория эвольвентных зубчатых передач – М: Машиностроение, 1995. – 320с. **3.** Barnett D.W. Load sharing in High Contact Ratio Thick Transmission Gearing / A.B. Agarwal, E.R. Braun // ATZ Automobiltechnische Zeitschrift. 92(1990). – №2. – P.80-88. **4.** Стасилевич А.Г., Супин В.В. Создание трансмиссий тракторов с зубчатыми передачами многопарного зацепления // Вестник НТУ "ХПИ": сб. научн. трудов. – Харьков, 2011. – Вып.29. – С.165-169. **5.** Babichev D.A. Analysis of evolvent spur gear vibroactivity of tooth friction power / A.A. Serebrennikov, V.V. Supin // Machine design, Vol.4(2012) No4. – P.205-208. **6.** Babichev D.T. Компьютерное моделирование работы плоских механизмов и многовариантное конструирование одноступенчатых цилиндрических редукторов // Теория механизмов и машин. – 2011. – №2(18). – С.38-47. **7.** Babichev D.T. Анализ и синтез цилиндрических передач в курсе "Прикладная механика" / А.В. Балин., В.Н. Иркитова. // Теория и практика зубчатых передач: Сборник трудов Международного симпозиума – Ижевск: Изд-во ИжГТУ, 2013. – С. 89-95. **8.** Babichev D.T. Нарезание эвольвентных зубча-

тых колес / А.Н. Королевских // Методические указания – Тюмень: Издательский центр БИК, ТюмГНГУ, 2014. – 28 с. **9.** Babichev D.T. Геометрический синтез и компьютерное исследование равнопрочных цилиндрических прямозубых передач / М.Г. Сторчак, Д.А. Бабичев // Теория и практика зубчатых передач: Сборник трудов Международного симпозиума. – Ижевск: Изд-во ИжГТУ, 2013. – С.309-315.

Bibliography (transliterated): 1. Kravchenko I.F. Jeksperimental'nye i teoreticheskie rezul'taty issledovaniya aviacionnyh zubchatykh peredach dlja dvigatelej pjatogo i shestogo pokolenij / A.B. Edinovich, V.A. Jakovlev, V.L. Dorofeev // Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija. – No8(55). – Kharkov: KhAI, 2008. – P.129-134. **2.** Vulgakov Je.B. Teorija jevol'ventnyh zubchatykh peredach – Moscow: Mashinostroenie, 1995. – 320p. **3.** Barnett D.W. Load sharing in High Contact Ratio Thick Transmission Gearing / A.B. Agarwal, E.R. Braun // ATZ Automobiltechnische Zeitschrift. 92(1990). – No2. – P.80-88. **4.** Stasilevich A.G., Supin V.V. Sozdanie transmisiy traktorov s zubchatymi peredachami mnogoparnogo zacepleniya // Vestnik NTU "KhPI": sb. nauchn. trudov. – Kharkov, 2011. – No29. – P.165-169. **5.** Babichev D.A. Analysis of evolvent spur gear vibroactivity of tooth friction power / A.A.Serebrennikov, V.V.Supin // Machine design, Vol.4(2012) No4. – P.205-208. **6.** Babichev D.T. Komp'juternoe modelirovanie raboty ploskih mehanizmov i mnogovariantnoe konstruirovanie odnostupenchatykh cilindricheskikh reduktorov // Teorija mehanizmov i mashin. 2011. – No2(18). – P.38-47. **7.** Babichev D.T. Analiz i sintez cilindricheskikh peredach v kurse "Prikladnaja mehanika" / A.V. Balin., V.N.Irkitova // Teorija i praktika zubchatykh peredach // Sbornik trudov Mezhdunarodnogo simpoziuma – Izhevsk: Izd-vo IzhGTU, 2013. – P.89-95. **8.** Babichev D.T. Narezanie jevol'ventnyh zubchatykh koles / A.N.Korolevskikh // Metodicheskie ukazaniya – Tjumen': Izdatel'skij centr BIK, TjumGNGU, 2014. – 28p. **9.** Babichev D.T. Geometricheskij sintez i komp'juternoe issledovanie ravnoprochnykh cilindricheskikh prjamozubykh peredach / M.G. Storchak, D.A. Babichev // Teorija i praktika zubchatykh peredach // Sbornik trudov Mezhdunarodnogo simpoziuma. – Izhevsk: Izd-vo IzhGTU, 2013. – P.309-315.

Поступила (received) 14.05.2015

УДК 621. 833

В.А. БЕРЕЖНОЙ, старший преподаватель каф. ГМКГ НТУ "ХПИ";
Н.В. МАТЮШЕНКО, к.т.н., доцент каф. ГМКГ НТУ "ХПИ";
А.В. ФЕДЧЕНКО, к.т.н., доцент кафедры ГМКГ НТУ "ХПИ"

МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ ШУМОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ДЛЯ ЭВОЛЬВЕНТНОГО ПРЯМОЗУБОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Рассматривается методика экспериментального исследования шума для эвольвентных прямозубых передач. Показана актуальность решения данной задачи. Рассмотрены основные понятия и стандарты, необходимые для проведения экспериментальных исследований. Изучаются основные шумовые характеристики передачи: уровень звукового давления, интенсивность звука и акустическая мощность источника. Приводятся основные способы определения акустической мощности машины. Выбирается методика исследования шума редуктора и приводятся основные её положения.

Ключевые слова: эвольвентная прямозубая передача, шумовые характеристики, экспериментальная методика, акустическая мощность, звуковое давление, интенсивность звука.

Введение. В последние годы к зубчатым передачам стали предъявлять высокие требования по динамическим показателям, подразумевая вибрационные и шумовые характеристики машин. Эти вибрационные и шумовые процессы обычно определяются индивидуальными свойствами машины и представляют собой внешнее проявление возникающей при работе механизмов колебательной энергии [1, 2].

Колебательная энергия, возникшая в источнике на действующих узлах машины, а применительно к редукторам – в зубчатых колесах, распространяется по отдельным частям машины и, с одной стороны, через муфты и систему

© В.А. Бережной, Н.В. Матюшенко, А.В. Федченко, 2015

крепления передается присоединенным деталям или фундаменту, а с другой стороны, через корпус, – в воздушную среду. Первый процесс воспринимается как вибрации, второй воспринимается в виде воздушного шума.

Подавление шума и вибраций стало актуальной проблемой, так как ее решение может, с одной стороны, обеспечить здоровые условия труда на производстве, а с другой, – высвободить дополнительные резервы для увеличения производительности труда, что, в конечном счете, полностью оправдывает материальные затраты на борьбу с шумом и вибрациями в промышленности.

Постановка задачи. Цель работы – изучить экспериментальную методику исследования шумовых характеристик (L_p , L_{pA}) для эвольвентных прямозубых передач.

Особенности исследования шума и его характеристик для эвольвентного цилиндрического прямозубого зацепления. Рассмотрим основные понятия и стандарты, необходимые для проведения экспериментальных исследований связанных с измерением шума в зубчатых передачах.

Характер шума зависит от вида источника. Различают: механический шум, возникающий в результате движения отдельных деталей и узлов машин; ударный шум, возникающий при некоторых технологических процессах; аэродинамический шум, возникающий при больших скоростях движения газообразных сред; и взрывной или импульсный шум, возникающий при работе двигателей внутреннего сгорания и т.д. Как сложный звук, шум может быть разделён на простые составляющие его тона с указанием интенсивности и частоты. Графическое изображение состава шума называется спектром.

Шум может характеризоваться физическими и физиологическими параметрами. С физической стороны шум характеризуется звуковым давлением, интенсивностью (силой) звука, плотностью звуковой энергии, уровнем звукового давления, частотой и плотностью дискретных составляющих и другими параметрами. Шум, как физиологическое явление, характеризуется высотой, громкостью, областью возбужденных частот или тембром и продолжительностью действия. [3]

Уровень звукового давления или интенсивности звука принято оценивать не в абсолютных, а в относительных единицах – белах, децибелах:

$$L_p = 20 \lg \frac{p}{p_0}, \text{ дБ}, \quad (1)$$

где p – измеренное звуковое давление в н/м^2 , p_0 – условный порог давления, равный $2 \cdot 10^{-5} \text{ н/м}^2$.

Уровень интенсивности (силы) звука:

$$L_I = 10 \cdot \lg \frac{I}{I_0}, \text{ дБ}, \quad (2)$$

где I – интенсивность звука в вт/м^2 , I_0 – интенсивность звука, принимаемая за нулевой уровень, равный 10^{-12} вт/м^2 .

Уровень акустической мощности источника:

$$L_w = 10 \cdot \lg \frac{W}{W_0}, \text{ дБ}, \quad (3)$$

где W_0 – условный порог акустической мощности, равный 10^{-12} вт .

Нормирование значения предельно-допустимых уровней звукового давления приведены в санитарных нормах СН 785-69, СН 245-63, СН 626-66, СН 627-66, ОСТ2 Н89-5-79.

Для оценки шума, производимого машиной, необходимо определить её акустическую мощность в функции частоты, т.е. количество энергии, излучаемое колеблющимися поверхностями машины в окружающее пространство. Спектрограмма акустической мощности должна соответствовать наиболее шумному режиму работы промышленной установки.

С помощью полученных спектрограмм возможно не только характеризовать качество машины с точки зрения производимого ею шума, но и оценить уровень звукового давления, который создаётся машиной на определённом расстоянии от неё, если известны акустические характеристики производственного помещения. Для исследования акустической мощности машины предусмотрены следующие государственные стандарты: ГОСТ 11870-66, ГОСТ 23941-79, ГОСТ 27871-88, ДСТУ 2796-94 (ГОСТ 29285-95) [3, 4].

Для проведения экспериментальных исследований основное внимание необходимо уделять следующим вопросам:

- а) выбор метода проведения испытаний;
- б) расчёт и производство экспериментальной передачи;
- в) объект и средства испытаний;
- г) определение шумовых характеристик передачи.

Согласно ГОСТ 11870-66 предусмотрены следующие способы определения акустической мощности машин: в свободном звуковом поле (в заглушенных камерах, в помещениях с большим поглощением или открытым пространстве); в отражённом звуковом поле (в реверберационных камерах либо в гулких помещениях); в обычных помещениях с помощью образцового источника шума; на расстоянии одного метра от наружного контура машины. Рекомендуется экспериментальные исследования проводить на специальном стенде с помощью последнего способа, так как его применяют для ориентировочной оценки в случаях, когда невозможно провести измерения в помещениях с помощью первых трёх способов.

Согласно методике измерений (М2-150-2000) шумовых характеристик на стендах с разомкнутым контуром по ориентировочному методу в качестве нормируемых величин устанавливаются октавные уровни звуковой мощности L_p и скорректированный уровень звуковой мощности L_{pA} . Измерение должно проводиться при номинальном крутящем моменте и с частотой вращения, при которой достигается наивысший уровень звуковой мощности. Для измерения уровней звукового давления и уровней звука применяют шумомеры по ГОСТ 17187 с полосовыми электрическими фильтрами (ВШВ-003-М2).

Редуктор должен быть установлен так, чтобы его наружная поверхность находилась не ближе 2м от отражающих звук поверхностей. Изменение температуры окружающего воздуха в период измерений не должно превышать $\pm 10^\circ$, объём помещения должен быть не менее 70 м^3 , постоянная K должна быть меньше 7дБ, величина ΔL должна быть не менее 6дБ.

Точки измерения уровня звукового давления, минимальное количество которых равно пяти, располагаются на измерительной поверхности вдоль двух линий измерений в вертикальной и горизонтальной плоскостях. Расстояние до основных габаритов машины должно равняться 1м. Точки измерения должны быть расположены на расстоянии не ближе 1м от ограждений и поверхностей сосед-

О.В. БОНДАРЕНКО, к.т.н., старший викладач каф. ТММ і САПР НТУ "ХПІ";
О.В. УСТИНЕНКО, к.т.н., с.н.с., доцент каф. ТММ і САПР;
В.І. СЕРИКОВ, к.т.н., доц., старший науковий співробітник каф. ТММ і САПР

РАЦІОНАЛЬНЕ ПРОЕКТУВАННЯ ЗУБЧАСТИХ ЦИЛІНДРИЧНИХ ДВОСТУПІНЧАСТИХ РЕДУКТОРІВ З УРАХУВАННЯМ РІВНЯ НАПРУЖЕНОСТІ ЗАЧЕПЛЕНЬ

Стаття присвячена задачі раціонального проектування широко розповсюджених зубчастих циліндричних двоступінчастих редукторів. У ній розглядаються питання пошуку оптимально-раціональних геометричних параметрів, які задовольняють певним критеріям. Усі складності компоновки та взаємозв'язок параметрів уможливають їх вибір без використання підходів математичної оптимізації. Використання відомого псевдо-випадкового методу *ММТ*-пошуку з авторською модифікацією дало змогу уникнути проблем пов'язаних з дискретністю та кількістю параметрів. Для розв'язання вказаної задачі було сформовано постановку задачі та вказані параметри проектування з обмеженнями, записані критерії та обрано підхід. Розроблена методика та алгоритм розв'язання задачі, що враховує рівень напруженості зубчастих передач за згином та контактом. Проведені тестові розрахунки вказують на коректність запропонованого підходу.

Ключові слова: проектування, редуктор, критерії, цільова функція, раціональні параметри, алгоритм, *ММТ*-пошук, напруженість.

Актуальність задачі. Широке застосування у машинобудуванні набули зубчасті редуктори, найбільш яскравими та розповсюдженими представниками яких є циліндричні. У свою чергу, великий відсоток циліндричних редукторів виконується за двоступінчастою схемою.

Складністю розробки такого типу приводів є розподілення передатних чисел між ступінчаними редуктора, та, як наслідок, обрання відповідних конструктивних параметрів. У ході проектування необхідно забезпечити поліпшення масогабаритних характеристик, серед яких найбільш значущими з точки зору проектування редуктора є: міжосьова відстань (співвісні редуктори) чи сумарна міжосьова відстань, габарити та маса редуктору. Також, важливими характеристиками зубчастої передачі, як елементу редуктора, є розрахункові коефіцієнти, що враховують рівень напруженості зубчастих передач за згином та контактом. Ідеальною є зубчаста передача з більшістю вказаних коефіцієнтами, які дорівнюють одиниці. Значення більше одиниці вказують на резерв, який не використовується.

Досягнення кращих масогабаритних характеристик та одночасне зменшення резерву міцності зубчастих передач завжди є суперечливим, складним та суб'єктивним процесом, тому доцільно використати підходи до проектування, які включають в себе аспекти математичної оптимізації. Більшість задач раціонального проектування є винятковими, тому не кожен з існуючих методів може бути використаний для їх розв'язання. З усього різноманіття методів було обрано псевдовипадковий пошук, що базується на зондуванні простору параметрів, де у якості пробних точок в одиничному багатомірному кубі використовуються точки *ММТ*-последовательності [1].

Таким чином, розробка підходу псевдовипадкового пошуку, що дає змогу знайти раціональні конструктивні параметри редуктора з мінімальними характеристичними розмірами, зокрема з міжосьовою відстанню та зменшеними розрахунковими коефіцієнтами рівня напруженості за згином та контактом, є актуальною науково-практичною задачею.

© О.В. Бондаренко, О.В. Устиненко, В.І. Сериков, 2015

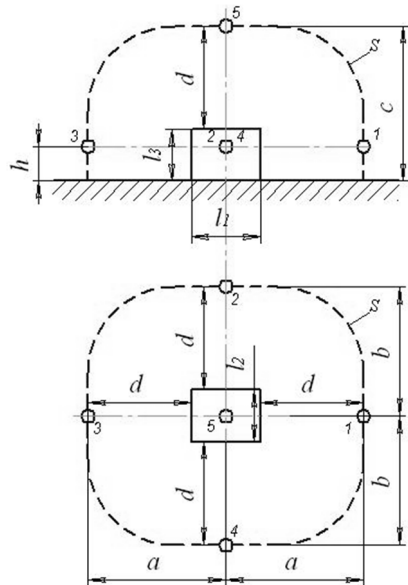


Рисунок – Схема расположения точек измерения вокруг редуктора на расстоянии 1м при измерении акустической мощности источника шума

редуктора должны оцениваться путем сравнения вычисленных результатов с величинами, приведенными в отраслевом стандарте ГОСТ 25484, ГОСТ 16162.

Площадь измерительной поверхности S , m^2 вычисляется по формуле:

$$S = 4(ab + ac + bc) \cdot \frac{a + b + c}{a + b + c + 2d} \quad (5)$$

Выводы. Рассмотрена экспериментальная методика исследования шумовых характеристик (L_p , L_{pA}) для эвольвентных прямозубых передач.

Список литературы: 1. Саркисян М.М. Источник шума зубчатых механизмов. – Ереван, 1974. – 254с. 2. Диментберг Ф.М. Вибрация в технике: Справочник. В 6т. – Т.3. Колебания машин, конструкций и их элементов / Под ред. Ф.М. Диментберга, К.С. Колесникова. – М.: Техника, 1980. – 456с. 3. ГОСТ 23941-79. Шум. Методы определения шумовых характеристик. Общие требования. – М.: Изд-во стандартов, 1979. – 10с. 4. Берестнев О.В. Зубчатые колёса пониженной виброактивности / О.В. Берестнев, А.С. Соболев. – Минск: Наука и техника, 1978. – 120с.

Bibliography (transliterated): 1. Sarkisjan M.M. Istochnik shuma zubchatykh mehanizmov. – Erevan, 1974. – 254p. 2. Dimentberg F.M. Spravochnik Vibracija v tehnike: V 6 vol. – Vol.3. Kolebanija mashin, konstrukcij i ih jelementov / Pod red. F.M. Dimentberga, K.S. Kolesnikova. – Moscow: Tehnika, 1980. – 456p. 3. GOST 23941-79. Shum. Metody opredelenija shumovykh harakteristik. Obshhie trebovanija. – Moscow: Izd-vo standartov, 1979. – 10p. 4. Berestnev O.V. Zubchatye koljosa ponizhennoj vibroaktivnosti / O.V. Berestnev, A.S. Sobolev. – Minsk: Nauka i tehnika, 1978. – 120p.

Поступила (received) 22.04.2015